نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد 9، شماره 2، نیمسال دوم 1398، ص 426-415

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 9, No. 2, Fall - Winter 2019, p. 415-426

مطالعه‌ی تجربی تاثیر شیارهای مارپیچ درونی بر عملکرد انتقال نیوماتیکی مواد دانه‌ای در لوله‌های افقی

حسین رحمانیان کوشککی[1]- سید حسین کارپرورفرد[2]*

تاریخ دریافت: 1397/01/21
تاریخ پذیرش: 1397/04/05

چکیده

در راستای کاهش اصطکاک بین مواد دانه‌ای و سطح داخلی لوله‌های انتقال نیوماتیکی در فاز متراکم و افزایش دبی جرمی مواد، اقدام به ایجاد شیارهای مارپیچ درون لوله‌های انتقال به منظور تشکیل بالشتک هوا گردید. بدین منظور دستگاه خان‌کشی ساخته شد. عملکرد واحد آزمایشی مجهز به این لوله‌ها در حین انتقال ماش بررسی گردید. تیمارهای اعمال شده چهار سطح عمق شیار (0، 0/35، 0/55 و 0/90 میلی‌متر)، سه سطح فشار هوای ورودی (1، 2 و 3 بار) و سه سطح طول انتقال لوله (3، 6 و 9 متر) بودند. آزمایش‌ها به‌صورت فاکتوریل بر پایه‌ی طرح کاملاً تصادفی و در سه تکرار انجام شدند. تجزیه‌ی واریانس نشان داد عمق شیار، فشار هوا و طول لوله تاثیر معناداری بر دبی جرمی ماش و تغییرات ضریب اصطکاک در سطح احتمال یک درصد داشته‌اند. به‌علاوه بیش‌ترین دبی جرمی و کم‌ترین ضریب اصطکاک در شرایط طول 3 متر، عمق شیار 0/9 میلی‌متر و فشار هوای 3 بار رخ داده است. از طرفی کم‌ترین دبی جرمی و بیش‌ترین ضریب اصطکاک در شرایط طول 9 متر، لوله‌ی بدون شیار داخلی و فشار هوای 1 بار رخ داده است. عمق بهینه‌ی شیار برای دسترسی به کمینه‌ی ضریب اصطکاک، 0/35 میلی‌متر پیشنهاد شد. هم‌چنین لوله‌های شیاردار به طول 9 متر و فشار هوای 1 و 2 بار بهترین عملکرد انتقال جرمی بر مبنای کمینه‌ی ضریب اصطکاک را نشان دادند. در شرایط یکسان و در مقایسه با طرح لوله‌های شیاردار با مقطع ذوزنقه، ضریب اصطکاک مواد به‌طور متوسط 65 درصد کاهش پیدا کرد.

واژه‌های کلیدی: انتقال نیوماتیکی مواد، شیار داخلی لوله، ضریب اصطکاک، فاز متراکم

مقدمه

انتقال نیوماتیکی یکی از انواع روش‌های انتقال مواد به‌صورت پیوسته و انعطاف‌پذیر است که در آن مواد جامد به‌واسطه‌ی فشار منفی یا مثبت هوا در یک محیط محدود مانند لوله[3] از مکانی به مکان دیگر منتقل می‌شوند. این روش انتقال مواد به‌صورت کلی به دو دسته‌ی فاز رقیق[4] و متراکم[5] تقسیم‌بندی شده‌اند (Mills, 2016). یکی از روش‌های متداول این تقسیم‌بندی استفاده از نسبت بارگذاری مواد[6] است که از نسبت دبی جرمی مواد به دبی جرمی هوا تعریف می‌شود. اگر این نسبت بزرگتر یا مساوی 15 باشد، جریان متراکم و برای نسبت‌های کوچک‌تر از 15، جریان رقیق خواهد بود (Klinzing *et al.*, 2010; Mills, 2016).

انتقال نیوماتیکی مواد دانه‌ای کشاورزی در غالب دستگاه‌های تجاری معمول به‌صورت رقیق صورت می‌گیرد (Cenna *et al.*, 2011). به‌علاوه در انتهای مسیر انتقال بایستی از جداکننده‌های سیکلونی برای جدا کردن هوا از مواد استفاده کرد که علاوه بر بالا بردن پیچیدگی سیستم باعث افزایش هزینه‌ها و شکستگی و صدمه دیدن دانه‌ها خواهد شد. در رژیم متراکم، مواد در تماسی دایم و با کمینه‌ی اختلاط و تصادم در طول مسیر انتقال با یکدیگر قرار داشته و انتقال نیروی هوا به‌واسطه‌ی تماس ذرات با ذرات جامد برقرار است. در این فاز، نسبت بارگذاری مواد می‌تواند تا 500 هم باشد که نشان از ظرفیت بالای انتقال مواد در این سیستم دارد. به‌واسطه‌ی سرعت انتقال پایین مواد، شاهد هیچ‌گونه شکستگی و یا خردشدگی حتی در مورد مواد شکننده نخواهیم بود. پژوهشگران معتقدند که مقدار جریان هوا برای حمل و نقل مواد به‌مراتب کم‌تر و به‌طور کلی بازده انتقال مواد دانه‌ای در مسافت‌های طولانی تحت رژیم متراکم خصوصاً در مورد بذور گیاهی و دانه‌های شکننده با کم‌ترین ضایعات، افزایش می‌یابد (Jones *et al.*, 2012; Rinoshika *et al.*, 2012; Keep and Noble, 2015).

در مدل‌سازی بهینه شده به کمک جعبه ابزار ANFIS در انتقال مکانیکی مواد دانه‌ای، نتایج نشان داد که با افزایش سرعت دورانی

1- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک ماشین‌های کشاورزی، بخش مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شیراز
2- دانشیار بخش مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شیراز
(*- نویسنده مسئول: Email: karparvr@shirazu.ac.ir)
DOI: 10.22067/jam.v9i2.71977
3- Pipeline
4- Dilute phase
5- Dense phase
6- Solid loading ratio (SLR)

هلیس و شیب نقاله‌ی مارپیچ، بازده حجمی مواد انتقال یافته کاهش می‌یابد (Zareei *et al.*, 2017). در پژوهشی تاثیر پارامترهایی از قبیل سرعت ورودی هوای دمنده، میزان جریان جرمی دانه‌ها و طول لوله‌ی انتقال در نقاله‌ی نیوماتیکی افقی جهت انتقال دانه‌ی کلزا به روش مدل رگرسیونی در فاز رقیق بررسی گردید (Imanmehr *et al.*, 2008). یک سامانه‌ی انتقال نیوماتیکی تحت فشار برای انتقال مواد دانه‌ای کشاورزی شامل گندم، جو، آفتابگردان و عدس طراحی و ساخته شد. انتقال مواد در لوله‌هایی به قطر داخلی 70/3 میلی‌متر و به طول 23 متر انجام شد. بیشینه افت فشار در محصول گندم و کمینه‌ی آن در آفتابگردان گزارش گردید (Guner, 2007). مطالعه‌ی تجربی جریان متراکم و پیوسته‌ی مواد دانه‌ای در لوله‌های افقی به روش نیوماتیکی و استخراج روابط تجربی ابعادی برای ضریب اصطکاک مواد جامد[1] توسط محققین متعددی مورد بررسی قرار گرفته است. در این روابط می‌توان از عدد فرود، نسبت بارگذاری، نسبت طول لوله به قطر لوله و تخلخل بستر به‌عنوان گروه‌های بی‌بعد مستقل نام برد. از روابط به‌دست آمده می‌توان در طراحی سامانه‌های متراکم انتقال مواد نیز استفاده کرد (Jafari, 1976; Jafari *et al*., 1981; Jones and Williams, 2003; Karparvarfard and Vakili Farahani, 2010). روابط به‌دست آمده عموماً با رابطه‌ی تحلیلی (1) مورد مقایسه و ارزیابی قرار گرفته‌اند (Wen and Simons, 1959).

$$f_m = \frac{(\frac{\Delta P}{L}) D g}{0.5 \rho_b V_S^2} \quad (1)$$

در رابطه‌ی (1) پارامترهای f_m، $\frac{\Delta P}{L}$، D، g، ρ_b و V_S به‌ترتیب ضریب اصطکاک مواد، گرادیان فشار استاتیکی هوا، قطر لوله، شتاب گرانش، دانسیته‌ی توده‌ی مواد و سرعت حرکت مواد (رابطه‌ی (2)) می‌باشند. در رابطه‌ی (2)، $\dot{M}s$ دبی جرمی مواد و A سطح مقطع لوله است (Raheman and Jindal, 2001; Wypych and Yi, 2003).

$$V_S = \frac{\dot{M}_S}{A \rho_b} \quad (2)$$

در مطالعه‌ای به منظور کاهش اصطکاک بین مواد دانه‌ای و سطح داخلی لوله‌های انتقال نیوماتیکی افقی با شیاردار کردن سطح داخلی لوله‌ها با شیارهای مستطیلی و در صورت فشار بالادست مساوی، انتقال مواد در داخل لوله‌های شیاردار نسبت به انواع بدون شیار در مسیر طولانی‌تری انجام گردید (Karparvarfard, 1997). اثر تغییر سطح مقطع شیار از مستطیل به ذوزنقه‌ای مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که ضریب اصطکاک مواد 40 درصد کم‌تر از مورد مشابه با شیارهای مستطیلی است (Karparvarfard and Vakili Farahani, 2010).

هدف از این پژوهش بررسی اثر شیارهای مارپیچی درون لوله‌های افقی تحت رژیم متراکم در انتقال نیوماتیکی و مقایسه‌ی عملکرد آن‌ها با لوله‌های فاقد شیار حین انتقال محصول دانه‌ای ماش است. در ادامه ضریب اصطکاک به‌دست آمده با ضریب اصطکاک به‌دست آمده از پژوهش قبلی (سطح مقطع شیار ذوزنقه‌ای) مقایسه شد.

مواد و روش‌ها

به منظور ایجاد شیارهای مارپیچ درون لوله‌ها یک دستگاه خان‌کش[2] طراحی و ساخته شد. در مرحله‌ی بعد لوله‌های خان‌کشی شده پس از اتصال به یکدیگر به یک واحد آزمایشی[3] انتقال نیوماتیک مواد دانه‌ای متصل شده و عملکرد آن‌ها حین انتقال ماش مورد ارزیابی قرار گرفت.

ماشین خان‌کش: نمایی شماتیک از دستگاه خان‌کش در شکل‌های 1- الف و 1-ب نشان داده شده است.

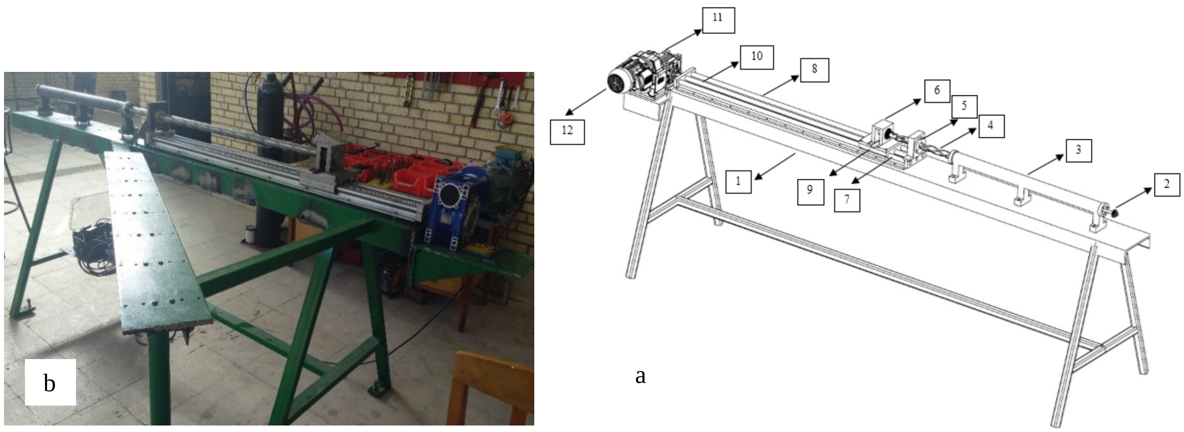
شاسی دستگاه از یک ناودانی شماره‌ی 24 به طول 3 متر ساخته شد. این دستگاه به‌صورت کششی و برای لوله‌هایی به طول یک متر ساخته شده است. گیربکسی کاهنده با نسبت 50 به یک به الکتروموتور کوپل گردید. برای ایجاد شیار مارپیچ لازم بود ابزار خان‌کش درون لوله هم‌زمان حرکت خطی و دورانی داشته باشد. حرکت خطی ابزار از یک عدد بال اسکرو[4] به قطر 25 میلی‌متر و طول 1500 میلی‌متر و حرکت دورانی آن با عبور یک شافت مارپیچ از داخل راهنما تأمین می‌شد. راهنما متشکل از سه ساچمه به قطر 10 میلی‌متر تحت فشار فنر بوده که در محیط شافت مارپیچ و با زاویه‌ی 120 درجه درون شیارها قرار گرفته بودند. برای تأمین حرکت رو به جلو و عقب ابزار خان‌کش و هم‌چنین تغییر فرکانس الکتروموتور به منظور تأمین سرعت‌های دورانی مختلف از یک دستگاه اینورتر مدل Teco استفاده شد.

لازم به ذکر است کـه سـرعت بـراده‌بـرداری در تمـامی مراحـل یکسان بود. عملیات براده‌برداری درون لوله‌ها توسط ابزار (سوزن)های خان‌کش[5] انجام شد. این سوزن‌ها دارای دو زاویه‌ی حمله (براده)[6] بـه میزان 15 درجه و زاویه خلاصی[7] (مخروطی) به میزان 10 درجه بودند (Nefedov and Osipov, 1987). زاویـه‌ی مـارپیچ سـوزن‌هـا 30

1- Solid friction factor

2- Broaching machine
3- Test-rig
4- Ball screw
5- Broach
6- Rake angle
7- Clearance angle

درجه، گام مارپیچ 260 میلی‌متر، پهنای هر شیار 1/5 میلی‌متر، تعداد دندانه‌ها 20 عدد و به‌صورت ساعتگرد ساخته شدند. جنس آن‌ها از فولاد DF2 بود که به میزان 2±50 راکول سی سخت‌کاری شدند. با توجه به قابلیت ماشین‌کاری لوله‌ها، براده‌برداری به‌صورت مرحله‌ای تا عمقی انجام شد که لوله‌ها دچار شکستگی نمی‌گردید. پس از اتمام هر مرحله از خان‌کشی، لوله‌ها به واحد آزمایشی به منظور داده‌برداری متصل شدند.



شکل 1- الف- نمایی شماتیک از دستگاه خان‌کش: 1- شاسی، 2- سوزن خان‌کش، 3- فیکسر لوله، 4- شافت ماشین‌کاری شده‌ی مارپیچ، 5- راهنمای شافت ماشین‌کاری شده، 6- ساپورت ثابت، 7 و 8- ریل، 9- ارابه، 10- بال اسکرو، 11- گیربکس، 12- الکتروموتور
ب- نمایی از دستگاه خان‌کش

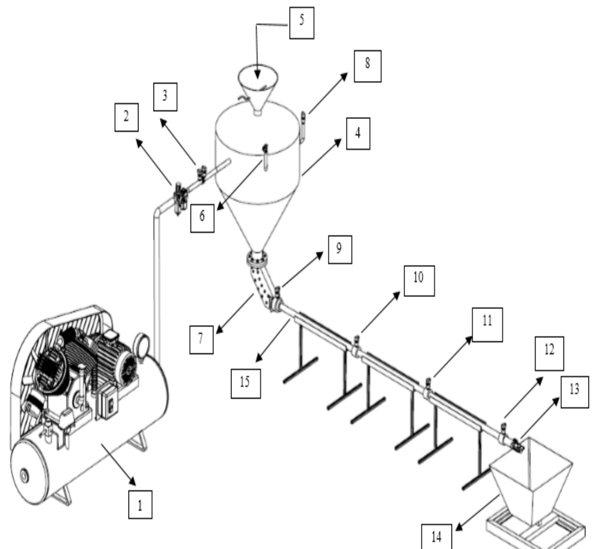
Fig. 1. a. Schematic view of broaching machine, 1. Chassis, 2. Broach, 3. Pipe fixer, 4. Spiral machinig shaft, 5. Machining shaft guide, 6. Fixed support, 7 and 8. Rail, 9. Wagon, 10.Ball screw, 11. Gearbox, 12. Electromotor
b. A view of broaching machine

واحد آزمایشی: واحد آزمایشی از نوع فشار مثبت[1]، از دیدگاه سیستم تغذیه‌ی مواد به داخل لوله از نوع مخزن تغذیه‌ی تحت فشار هوا[2] و از دیدگاه رژیم جریان از نوع متراکم بود. اجزای اصلی شامل کمپرسور هوا، لوله‌های انتقال، شیر کنترل تخلیه‌ی مواد[3]، مخزن دریافت مواد، دبی‌سنج روزنه‌ای[4]، حسگرهای فشار و بارسنج تک نقطه[5] بودند. نمایی از واحد آزمایشی در شکل‌های 2 –الف و 2-ب نشان داده شده است. کمپرسور هوا از نوع پیستونی، دبی هوای تولیدی 405 لیتر بر دقیقه و حداکثر فشار تولیدی 12 بار بود. به منظور اعمال طیفی از فشارهای هوا در واحد آزمایشی، از یک شیر تنظیم فشار مجهز به رطوبت‌گیر در خروجی کمپرسور استفاده گردید. برای برقراری جریان پیوسته از مخلوط هوا و مواد در داخل لوله‌های انتقال از یک مخزن تحت فشار هوا به حجم 210 لیتر استفاده شد. شکل مخزن به‌صورت قیفی، قطر مخزن در قسمت بالا 70 سانتی‌متر و در خروجی مخزن 10 سانتی‌متر بود. زاویه‌ی شیب بدنه‌ی مخزن 58 درجه انتخاب شد. مخزن از ورق فولادی به ضخامت 4 میلی‌متر ساخته شد. با توجه به احتمال ایجاد پدیده‌ی کمانه[6] درون مخزن، یک فشارشکن مخروطی[7] درون مخزن تعبیه شد. برای درزبندی ورودی مخزن در انتهای هر بارگیری از یک شیر انسدادی به‌صورت مخروطی استفاده گردید. هم‌چنین یک شیر اطمینان خودکار و یک شیر برای تخلیه‌ی هوا در مواقع ضروری نیز بر روی مخزن تحت فشار نصب گردید. برای انتقال مواد از مخزن به لوله از یک زانویی[8] 90 درجه با شعاع خم 250 میلی‌متر و قطر داخلی 40 میلی‌متر استفاده شد. برای مشاهده‌ی جریان محصول جنس زانویی از پرسپکس انتخاب شد (Karparvarfard and Vakili Farahani, 2010). در سیستم‌های انتقال نیوماتیک قطر داخلی لوله بایستی حداقل 3 برابر قطر بزرگ‌ترین ماده‌ی منتقل شونده باشد تا مواد درون لوله دچار کمانه نشوند (Klinzing *et al*., 2010). بنابراین با در نظر گرفتن قطر میانگین دانه‌های ماش قطر داخلی مناسب برای لوله‌ها 40 میلی‌متر در نظر گرفته شد. ضخامت لوله‌ها 5 میلی‌متر و با توجه به این‌که دو پارامتر قابلیت ماشین‌کاری بالا و شفاف بودن به منظور امکان رویت جریان محصول مد نظر بود، جنس لوله‌ها نیز از پلیمر ترموپلاستیک

1- Positive pressure system
2- Blow tank
3- Solid discharge control valve (SDCV)
4- Orifice plate flow meter
5- Single point load cell

6- Arching
7- Conical pressure breaker
8- Bend

آکریلونیتریل بوتادین استایرن[1] که به اختصار ای بی اس خوانده می‌شود، انتخاب شد. برای اندازه‌گیری فشار استاتیکی هوا در طول لوله‌ها، به فواصل یک متر تعداد 10 عدد سوراخ به قطر یک میلی‌متر در محیط لوله‌ها ایجاد شد. بر روی هرکدام از این دسته سوراخ‌ها یک بوش تفلنی قرار گرفت. فشارسنج‌ها در قسمت بالایی این بوش‌ها رزوه شدند. به منظور درزبندی هوا در دو طرف این بوش‌ها اورینگ نصب شد. از شیر کنترل تخلیه‌ی مواد برای کنترل جریان مواد در فاز متراکم و پیوسته، کنترل دبی مواد خروجی و ممانعت از شتاب گرفتن مواد در انتهای خط جریان استفاده گردید. استفاده از این شیر امکان ایجاد طیف وسیعی از نسبت جرم مواد به جرم هوا را به‌وجود آورده بود. به منظور کنترل باز و بسته بودن شیر از مکانیزم جغجغه‌ی یک‌طرفه استفاده شد. شکل 3 نمایی از این شیر را نشان می‌دهد (Raoufat and Clarke, 1998; Karparvarfard and Vakili Farahani, 2010). مخزن دریافت ذوزنقه‌ای شکل، ابعاد مقطع بالا 60×60 cm، ابعاد مقطع پایین 30×30 cm و ارتفاع آن 40 cm بود. مواد پس از خروج از شیر کنترل تخلیه وارد این مخزن می‌شدند.

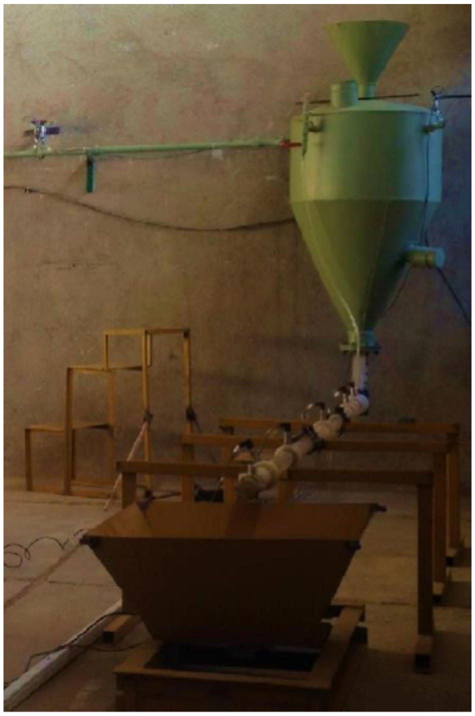


شکل 2- الف- نمایی شماتیک از واحد آزمایشی

1- کمپرسور هوا، 2- شیر تنظیم فشار هوا، 3- جریان‌سنج روزنه‌ای 4- مخزن تحت فشار، 5- ورودی مواد، 6- شیر اضطراری تخلیه‌ی هوا، 7- زانویی، 8، 9، 10، 11 و 12- فشارسنج، 13- شیر کنترل تخلیه‌ی مواد، 14- مخزن دریافت مواد، 15- لوله‌ی انتقال

Fig. 2. a. Schematic view of test rig
1. Air compressor, 2. Regulator, 3. Orifice plate flow meter, 4. Blow tank, 5. Grain input, 6. Emergency air discharge valve, 7. Bend, 8, 9, 10, 11 and 12. Pressure transducer, 13. Solid discharge control valve, 14. Receiving hopper, 15. Pipe

1- Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS)



شکل 2- ب- نمایی از واحد آزمایشی

Fig. 2. b. A view of test rig



شکل 3- نمایی از شیر کنترل تخلیه‌ی مواد

Fig. **3**. Layout of solid discharge control valve

برای اندازه‌گیری دبی حجمی هوای ورودی به مخزن تحت فشار از یک جریان‌سنج روزنه‌ای نوع D و D/2[2] استفاده گردید که D قطر داخلی لوله‌ی بالادست جریان‌سنج می‌باشد. با استفاده از روابط و نمودارهای موجود مقدار دبی حجمی هوا در هر آزمایش به‌دست آمد (British Standards, 1964; Iso Standards, 2003). طبق طراحی انجام شده قطر D معادل 25/4 میلی‌متر و قطر داخلی روزنه 10 میلی‌متر در نظر گرفته شد (Karparvarfard and Vakili Farahani, 2010). فشارسنج‌های مورد استفاده در این پژوهش Hogller مدل HOTJOO10FLCK بودند. تعداد دو عدد فشارسنج در نقاط اتصال[3] جریان‌سنج روزنه‌ای، یک عدد بالای مخزن تحت فشار، یک عدد در محل اتصال زانویی به لوله‌ها و مابقی فشارسنج‌ها در خط جریان مواد و به فاصله‌ی یک متر از یکدیگر قرار

2- D and D/2 tapping
3- Tapping

داشتند. دامنه‌ی فشار اندازه‌گیری شده توسط فشارسنج‌ها صفر تا 10 بار نسبی و خروجی آن‌ها صفر تا 10 ولت مستقیم بود. برای اندازه‌گیری جرم مواد وارد شده به مخزن دریافت، یک عدد بارسنج تک نقطه مدل Zemic L6G در قسمت زیرین مخزن نصب شد. ظرفیت بارسنج معادل 150 کیلوگرم و دقت آن 0/01 کیلوگرم بود.

سامانه‌ی داده‌برداری[1]: سامانه‌ی داده‌برداری متشکل از یک بورد الکترونیکی بر پایه‌ی میکروکنترلر ARM و یک رایانه‌ی قابل حمل و نقل بود که اتصال آن‌ها از طریق درگاه USB میسر بود. خروجی حسگرهای فشار و بارسنج به بورد منتقل شده و مقادیر لحظه‌ای فشار و وزن از طریق واسط گرافیکی کاربر[2] بر روی صفحه نمایش رایانه نشان داده و ثبت می‌شد. شایان ذکر است نرخ داده‌برداری حسگرها 100 میلی ثانیه بود.

روند اجرای آزمایش‌ها: قبل از انجام آزمایش‌ها دانه‌های ماش از الک عبور داده شد تا محصول از لحاظ اندازه تقریباً یکنواخت باشد. رطوبت اولیه‌ی محصول برابر با 8/2٪ بر مبنای وزن خشک گزارش گردید که با استفاده از روش آون در دمای 130°C و مدت زمان 20 ساعت اندازه‌گیری شد (ASABE Standards, 2008). ابعاد سه‌گانه‌ی 200 دانه‌ی ماش با استفاده از یک کولیس دیجیتال با دقت 0/01 mm اندازه‌گیری گردید. قطر میانگین هندسی معادل 4/90 mm گزارش شد. دانسیته‌ی توده قبل از آزمایش[3]، دانسیته‌ی توده حین انتقال[4] و دانسیته‌ی واقعی و درصد تخلخل نیز اندازه‌گیری گردیدند که به‌ترتیب برابر با $894/27\ kg\,m^{-3}$، $886/27\ kg\,m^{-3}$، $1500\ kg\,m^{-3}$ و 40 ٪ بود (Mohsenin, 1980; Raoufat and Clarke, 1998). تیمارها شامل فشار هوای ورودی در سه سطح (1، 2 و 3 bar)، طول لوله در سه سطح (3، 6 و 9 m)، عمق شیارهای مارپیچ در چهار سطح (0، 0/35، 0/55 و 0/9 mm) با زاویه‌ی مارپیچ 30 درجه بودند. مخزن تحت فشار با 50 کیلوگرم ماش پر می‌شد. شیر انسدادی مخزن بسته، شیر تنظیم فشار هوا بر روی مقدار مورد نظر تنظیم و هوا وارد مخزن می‌شد. با عبور جریان هوا به درون مخزن، ماش شروع به جریان کرده وارد زانویی و سپس لوله‌ها می‌شد. در این حالت شیر کنترل تخلیه‌ی مواد در موقعیت کاملاً بسته بود تا تمامی بستر لوله از ماش پر شود. سپس ضامن چنگکی شیر تخلیه در مکان‌های مختلف قرار داده می‌شد و داده‌برداری در این موقعیت‌ها انجام می‌گرفت. مدت زمان داده‌برداری هر آزمایش 10 ثانیه بود. در پایان هر 10 ثانیه جرم مواد ورودی به مخزن دریافت توسط بارسنج ثبت می‌شد و دبی جرمی مواد ($kg\ s^{-1}$) محاسبه می‌گردید. مقادیر فشارهای استاتیکی در طول مسیر نیز توسط فشارسنج‌ها ثبت می‌شد. تجزیه و تحلیل داده‌ها با استفاده از نرم‌افزار SPSS 22 به‌صورت فاکتوریل در قالب طرح کاملاً تصادفی و با سه تکرار انجام شد. مقایسه‌ی میانگین‌ها با استفاده از آزمون چند دامنه‌ای دانکن در سطح احتمال یک درصد صورت گرفت.

نتایج و بحث

دبی جرمی مواد انتقال‌یافته

نتایج جدول تجزیه‌ی واریانس نشان داد اثرات اصلی عمق شیار، طول لوله و فشار هوا در سطح احتمال یک درصد بر دبی جرمی ماش انتقال‌یافته معنادار شدند. هم‌چنین اثرات متقابل دوگانه نیز در سطح سطح احتمال یک درصد معنادار شده‌اند. اثر متقابل سه‌گانه در سطح احتمال 5 درصد معنادار شد (جدول 1).

جدول 1- تجزیه‌ی واریانس دبی جرمی ماش انتقال یافته متاثر از تیمارها

Table 1- Analysis of variance of mung bean mass flow rate affected by treatments

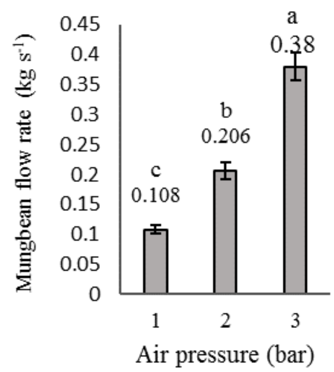
منابع تغییر Sources of variation	درجه‌ی آزادی DF	مجموع مربعات Sum of squares	میانگین مربعات Mean of squares	F
عمق شیار Depth	3	0.142	0.047	182.819**
طول لوله Length	2	0.602	0.301	1160.815**
فشار Pressure	2	1.364	0.682	2631.659**
عمق شیار× طول لوله Depth × Length	6	0.033	0.006	21.486**
عمق شیار× فشار Depth × Pressure	6	0.009	0.001	5.785**
طول لوله× فشار Length × Pressure	4	0.210	0.052	202.394**
عمق شیار× طول لوله× فشار Depth × Length × Pressure	12	0.007	0.001	2.200*
خطا Error	72	0.019	0.000	
کل Total	107	2.386		

* و **: به‌ترتیب تفاوت معنی‌دار در سطح احتمال 5 و 1 درصد

*, **: Significant difference at 5 and 1 percent level of probability, respectively

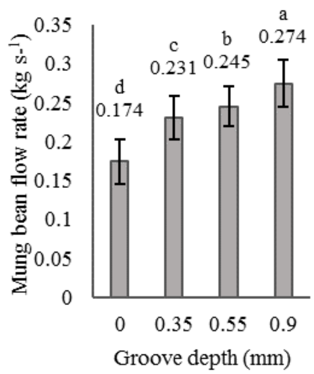
1- Data acquisition system
2- Graphical User Interface (GUI)
3- Bulk density at rest
4- Flowing bulk density

در ابتدا تاثیر هریک از عوامل (اثرهای) اصلی بدون در نظر گرفتن اثر سایر عوامل مورد بررسی قرار گرفت. نتایج مقایسه‌ی میانگین نشان داد که با افزایش فشار هوای ورودی و عمق شیار دبی جرمی ماش افزایش و با افزایش طول لوله‌های انتقال دبی جرمی کاهش می‌یابد. به طوری‌که بیش‌ترین دبی جرمی در فشار هوای 3 بار، عمق شیار 0/9 میلی‌متر و طول لوله‌ی 3 متر به‌ترتیب 0/38، 0/274 و 0/325 کیلوگرم بر ثانیه به‌دست آمد (شکل‌های 4، 5 و 6). این نتایج با نتایج محققین قبلی نیز مطابقت داشت (Karparvarfard, 1997; Mills *et al.*, 2004).



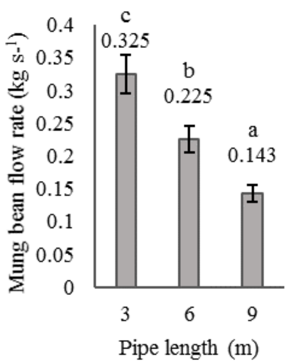
شکل 4- تاثیر فشار هوا بر دبی جرمی ماش بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 4. Effect of air pressure on mung bean mass flow rate based on Duncan results



شکل 5- تاثیر عمق شیار بر دبی جرمی ماش بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 5. Effect of groove depth on mung bean mass flow rate based on Duncan results



شکل 6- تاثیر طول لوله بر دبی جرمی ماش بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 6. Effect of pipe length on mung bean mass flow rate based on Duncan results

حروف مختلف نشان‌دهنده‌ی اختلاف معنی‌دار بین میانگین‌ها در سطح احتمال یک درصد است

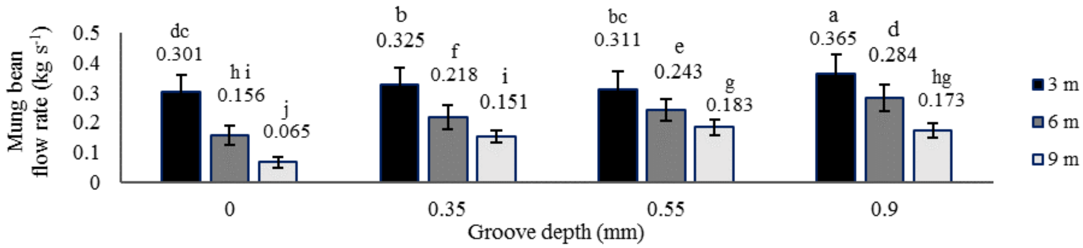
Different small letters show significant difference between means at 1 percent level of significance

شکل 7 بیان‌گر نتایج مقایسه‌ی میانگین اثر متقابل عمق شیار و طول لوله بر دبی جرمی ماش می‌باشد. در تمامی عمق‌های شیار (از عمق صفر (لوله‌ی ساده) تا 0/9 میلی‌متر)، با افزایش طول لوله دبی جرمی کاهش یافته است. هم‌چنین به ازای هر طول انتقال، با افزایش عمق شیار روند تغیرات دبی جرمی ماش از لحاظ عددی عموماً افزاینده است. در موارد خاص به‌طور مثال در طول لوله‌ی 3 متر اختلاف معنی‌داری بین عمق 0/35 و 0/55 میلی‌متر بر دبی جرمی مشاهده نگردید. این پدیده را می‌توان ناشی از کوتاه بودن طول مسیر انتقال مواد به‌شمار آورد. به نحوی که اثر جریان مارپیچی مواد در طول لوله تقویت نشده است. هم‌چنین اختلاف کم بین این دو عمق شیار نیز بر این پدیده تاثیر داشته است. شایان ذکر است این پدیده در لوله‌های با طول 6 و 9 متر مشاهده نگردید. در این طول‌ها اثر حرکت مارپیچی غالب بود و از طرفی موقعیت استقرار اهرم جغجغه‌ای یک طرفه می‌بایستی طوری انتخاب می‌شد که جریان از فاز متراکم به فاز رقیق تغییر نیابد. لذا تغییرات دبی جرمی خروجی ماده در مدت زمان مشخص دچار نوسانات متعددی می‌شد. بنابراین دبی جرمی ماش در لوله‌ی 9 متری شیاردار با عمق 0/55 و 0/9 میلی‌متر به‌ترتیب 0/183 و 0/173 کیلوگرم بر ثانیه بود. به عبارت دیگر دبی جرمی کاهش یافته، ولیکن از لحاظ آماری اختلاف معناداری بین آن‌ها وجود نداشت. هرچند با مقایسه‌ی بین دبی جرمی خروجی مربوط به دو لوله‌ی 6 متری و 9 متری به‌ترتیب با شیار داخلی صفر و 0/35 میلی‌متر اختلاف معناداری مشاهده نگردید، لیکن با ایجاد شیار مارپیچ به عمق 0/35 میلی‌متر عملاً بر افزایش طول انتقال مواد تاثیر مثبتی در شرایط یکسان از نظر فشار هوا داشته است.

با مقایسه‌ی میانگین اثر متقابل فشار هوا و طول لوله مشاهده شد که در تمامی فشارهای هوا با افزایش طول لوله دبی جرمی ماش از لحاظ آماری کاهش یافته است. هم‌چنین دبی خروجی مواد به ازای هرکدام از طول‌های انتقال، با افزایش فشار هوا افزایش یافته است. این پدیده ناشی از حقیقت تاثیر افزایش نیروی کشش پیشران[1] می‌باشد. اختلاف معنی‌داری بین دبی جرمی از لوله‌ی 3 متری در فشار یک بار و لوله‌ی 9 متری در فشار 2 بار وجود ندارد که می‌تواند ناشی از گرادیان فشار تقریباً یکسان باشد. هم‌چنین بین لوله‌ی 6 متری در فشار یک بار و لوله‌ی 9 متری در فشار 2 بار نیز نتیجه‌ی مشابهی مشاهده گردید (شکل 8). شکل 9 مقایسه‌ی میانگین اثر متقابل عمق شیار و فشار هوا را بر دبی جرمی ماش نشان می‌دهد. همان‌گونه که در تحلیل مربوط به شکل 7 ذکر گردید عدم وجود اختلاف معنادار در دو عمق شیار 0/35 و 0/55 میلی‌متر در تمامی

1- Frontal drag

فشارهای هوا، ناشی از عدم تاثیرگذاری افزایش عمق شیار از 0/35 میلی‌متر به 0/55 میلی‌متر می‌باشد. به عبارت دیگر چنان‌چه مواجه با پدیده‌ی افزایش عمق شیار به روش مرحله‌ای نبودیم می‌توان از یکی از این دو عمق شیار صرف‌نظر نمود. همان‌گونه که از شکل 9 مشخص می‌باشد می‌توان در برخی موارد انتظار داشت که با افزایش عمق شیار بر میزان دبی خروجی مواد افزوده شده بدون آن‌که افزایشی در فشار ورودی هوا داشته باشیم. این پدیده را می‌توان ناشی از افزایش قطر بالشتک هوای اطراف مواد منتقل شده در لوله دانست.



شکل 7- اثرهای متقابل عمق شیار و طول لوله بر دبی جرمی ماش بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

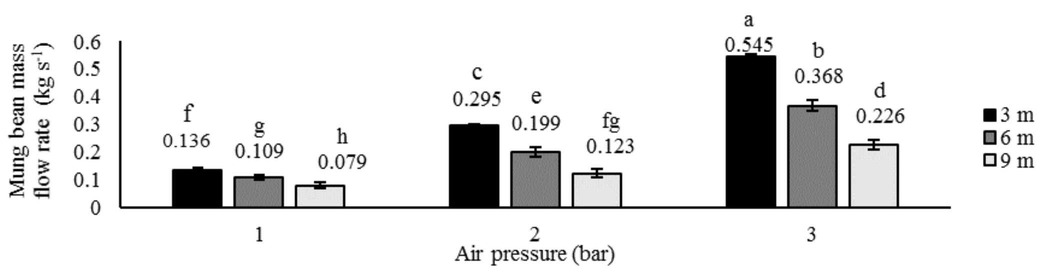
Fig. 7. Interactions between groove depth and pipe length on mung bean mass flow rate based on Duncan results

حروف مختلف نشان‌دهنده‌ی اختلاف معنی‌دار بین میانگین‌ها در سطح احتمال یک درصد است

Different small letters show significant difference between means at 1 percent level of significance

ضریب اصطکاک

مقادیر ضریب اصطکاک بین مواد و سطح داخلی لوله‌ها از رابطه‌ی (1) محاسبه شد. طبق جدول 2 اثرهای اصلی عمق شیار، طول لوله، فشار هوا و اثرهای متقابل همگی در سطح احتمال یک درصد بر ضریب اصطکاک معنادار شدند. مقایسه‌ی میانگین اثرهای اصلی نشان داد که با افزایش فشار هوا و عمق شیار ضریب اصطکاک کاهش و با افزایش طول لوله این ضریب افزایش می‌یابد. به‌طوری‌که کمینه‌ی ضریب اصطکاک در فشار هوای 3 بار، عمق شیار 0/9 میلی‌متر و طول لوله‌ی 3 متر رخ داد که به‌ترتیب معادل 26/27، 15/027 و 35/633 به‌دست آمدند (شکل‌های 10، 11 و 12). این نتایج با مشاهدات محققین قبلی نیز هم‌خوانی داشت (Karparvarfard, 1997; Karparvarfard and Vakili Farahani, 2010).

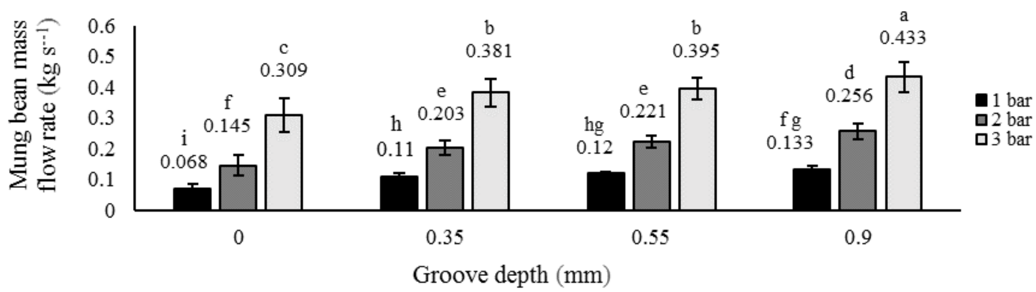


شکل 8- اثرهای متقابل فشار هوا و طول لوله بر دبی جرمی ماش بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 8. Interactions between air pressure and pipe length on mung bean mass flow rate based on Duncan results

حروف مختلف نشان‌دهنده‌ی اختلاف معنی‌دار بین میانگین‌ها در سطح احتمال یک درصد است

Different small letters show significant difference between means at 1 percent level of significance



شکل 9- اثرهای متقابل عمق شیار و فشار هوا بر دبی جرمی ماش بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 9. Interactions between groove depth and air pressure on mung bean mass flow rate based on Duncan results

حروف مختلف نشان‌دهنده‌ی اختلاف معنی‌دار بین میانگین‌ها در سطح احتمال یک درصد است

Different small letters show significant difference between means at 1 percent level of significance

جدول 2- تجزیه‌ی واریانس ضریب اصطکاک متاثر از تیمارها

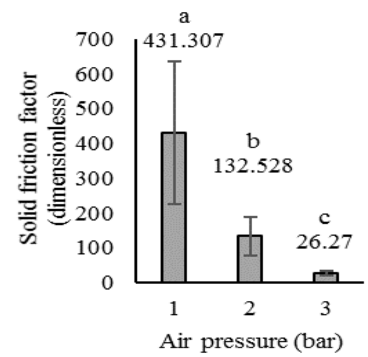
Table 2- Analysis of variance of friction factor affected by treatments

منابع تغییر Sources of variation	درجه‌ی آزادی Degree of freedom	مجموع مربعات Sum of squares	میانگین مربعات Mean of squares	F
عمق شیار Depth	3	10243377.225	3414459.075	496.799**
طول لوله Length	2	4822562.502	2411281.251	350.838**
فشار Pressure	2	3175376.954	1587688.477	231.006**
طول لوله × عمق شیار Depth × Length	6	14250529.665	2375088.278	345.572**
فشار × عمق شیار Depth × Pressure	6	8525378.091	1420896.348	206.738**
فشار × طول لوله Length × Pressure	4	4524132.112	1131033.028	164.564**
فشار × طول لوله × عمق شیار Depth × Length × Pressure	12	13895876.873	1157989.739	168.486**
خطا Error	72	494850.356	6872.922	
کل Total	107	59932083.778		

**: تفاوت معنی‌دار در سطح احتمال 1 درصد

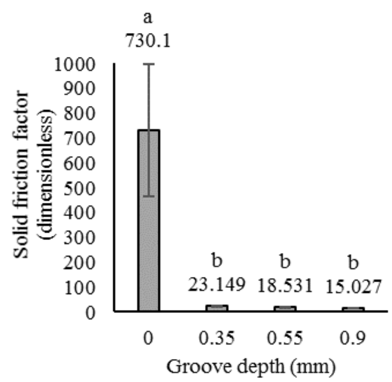
**: Significant difference at 1 percent level of probability

مقایسه‌ی میانگین اثر متقابل عمق شیار و فشار هوا بر ضریب اصطکاک (شکل 13) نشان داد که در عمق شیار صفر (لوله‌ی صاف) با افزایش فشار هوا ضریب اصطکاک کاهش معناداری از لحاظ آماری می‌یابد. در عمق شیار 0/35 میلی‌متر به‌ازای فشارهای یک و دو بار شاهد اختلاف معناداری در مقایسه با وضعیت لوله‌ی صاف از نظر کاهش مقدار ضریب اصطکاک هستیم. این پدیده ناشی از ایجاد بالشتک هوا بین مواد و سطح داخلی لوله بوده که همانند لایه‌ای روانکار عمل می‌کرد. گرچه در سایر عمق‌های شیار نیز با افزایش فشار هوا مقدار عددی این ضریب کاهش یافته است، اما از لحاظ آماری معنادار نبود. به عبارت دیگر نتایج حاصل از تمامی لوله‌های شیاردار را می‌توان در یک کلاس آماری قرار داد. از این رو عمق شیار 0/35 میلی‌متر به‌عنوان عمق بهینه در مقایسه با سایر عمق‌ها پیشنهاد می‌شود. شکل 14 بیان‌گر مقایسه‌ی میانگین اثر متقابل فشار هوا و طول لوله بر ضریب اصطکاک بین مواد و سطح داخلی لوله می‌باشد. نتایج حاکی از این بود که با افزایش فشار هوا، مقدار ضریب اصطکاک مواد در لوله‌ی 9 متری از لحاظ آماری کاهش معناداری داشت. این رخداد ناشی از این حقیقت است که امکان استقرار و استمرار جریان متراکم در این طول از لوله در مقایسه با سایر طول‌ها بیش‌تر بوده است.



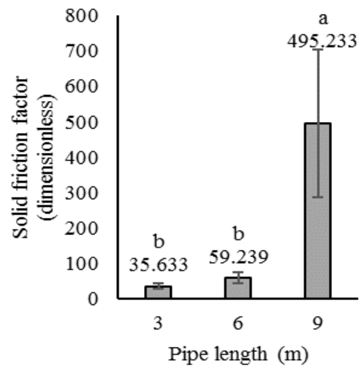
شکل 10- تاثیر فشار هوا بر ضریب اصطکاک بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 10. Effect of air pressure on friction factor based on Duncan results



شکل 11- تاثیر عمق شیار بر ضریب اصطکاک بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 11. Effect of groove depth on friction factor based on Duncan results



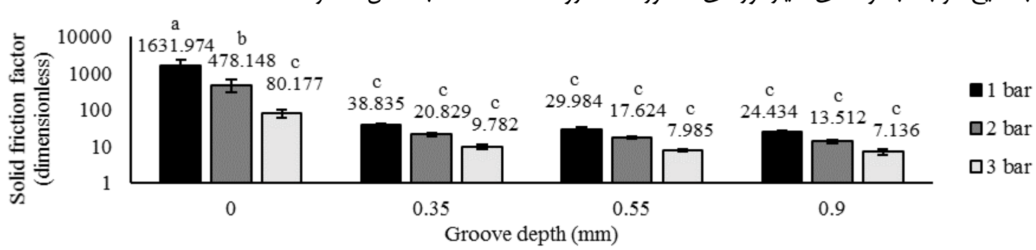
شکل 12- تاثیر طول لوله بر ضریب اصطکاک بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 12. Effect of pipe length on friction factor based on Duncan results

حروف مختلف نشان دهنده‌ی اختلاف معنی‌دار بین میانگین‌ها در سطح احتمال یک درصد است

Different small letters show significant difference between means at 1 percent level of significance

مقایسه‌ی میانگین اثر متقابل عمق شیار و طول لوله بر ضریب اصطکاک (شکل 15) حاکی از این بود که نتایج حاصل از تمامی لوله‌های شیارخورده در یک کلاس آماری قرار دارند. از طرفی به‌ازای طول‌های انتقال 6 و 9 متری در لوله‌های بدون شیار داخلی شاهد اختلاف معناداری بر ضریب اصطکاک می‌باشیم. بنابراین با مقایسه‌ی این نتایج با نتایج مرتبط با لوله‌های شیارخورده‌ی مذکور شاهد روند نزولی این ضریب خواهیم بود. این روند در داخل لوله با عمق شیار 0/35 میلی‌متری برای طول 9 متر فاحش‌تر می‌باشد. لذا بهینه‌ی عمق شیار داخل لوله همان 0/35 میلی‌متر پیشنهاد شد. از مطالب بیان شده می‌توان نتیجه گرفت که در این طرح، عمق مناسب شیار لوله‌های انتقال 0/35 میلی‌متر، فشار هوای مناسب 1 و 2 بار و طول مناسب انتقال 9 متر است.

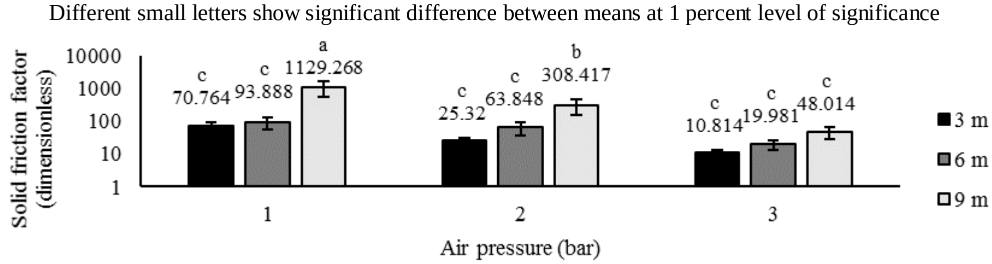


شکل 13- اثرهای متقابل عمق شیار و فشار هوا بر ضریب اصطکاک بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 13. Interactions between groove depth and air pressure on friction factor based on Duncan results

حروف مختلف نشان‌دهنده‌ی اختلاف معنی‌دار بین میانگین‌ها در سطح احتمال یک درصد است

Different small letters show significant difference between means at 1 percent level of significance

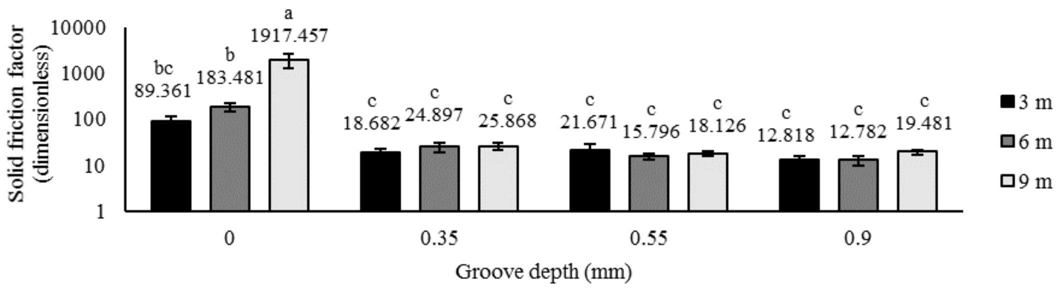


شکل 14- اثرهای متقابل فشار هوا و طول لوله بر ضریب اصطکاک بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 14. Interactions between air pressure and pipe length on friction factor based on Duncan results

حروف مختلف نشان‌دهنده‌ی اختلاف معنی‌دار بین میانگین‌ها در سطح احتمال یک درصد است

Different small letters show significant difference between means at 1 percent level of significance



شکل 15- اثرهای متقابل عمق شیار و طول لوله بر ضریب اصطکاک بر پایه‌ی نتایج آزمون دانکن

Fig. 15. Interactions between groove depth and pipe length on friction factor based on Duncan results

حروف مختلف نشان‌دهنده‌ی اختلاف معنی‌دار بین میانگین‌ها در سطح احتمال یک درصد است

Different small letters show significant difference between means at 1 percent level of significance

در ادامه، مقادیر ضرایب اصطکاک به‌دست آمده در این پژوهش نسبت به ضرایب اصطکاک به‌دست آمده از پژوهش قبلی در شرایط یکسان مورد مقایسه قرار گرفت (Karparvarfard and Vakili Farahani, 2010). بر این اساس درصد کاهش ضریب اصطکاک جداره‌ی داخلی لوله و مخلوط هوا و دانه طبق جدول 3 به‌طور متوسط حدود 65 درصد بوده است. لازم به ذکر است که در لوله‌های شیاردار ذوزنقه‌ای عمق بهینه‌ی شیار 2/4 میلی‌متر گزارش شده بود.

جدول 3- مقایسه‌ی ضریب اصطکاک به‌دست آمده از پژوهش حاضر و ضریب اصطکاک حاصل از لوله‌های شیاردار با مقطع ذوزنقه

Table 3- Comparison between solid friction factor from present research and groove pipes with trapezoidal section

ضریب اصطکاک به‌دست آمده از پژوهش حاضر **Friction factor from present research**	ضریب اصطکاک به‌دست آمده از لوله‌های شیاردار با مقطع ذوزنقه **Friction factor from groove pipes with trapezoidal section**	کاهش ضریب اصطکاک (٪) **Friction factor reduction (%)**
12.139	16.596	26.856
35.430	152.054	76.699
5.670	96.161	94.104
5.037	10.375	51.451
7.190	242.661	97.037
5.061	32.509	84.432
6.142	18.536	66.864
16.130	100.231	83.907
6.141	6.561	6.401

نتیجه‌گیری

استفاده از طرح جدید لوله‌های انتقال افقی با شیارهای داخلی مارپیچ در یک سامانه‌ی انتقال نیوماتیک تحت فاز متراکم نشان داد که وجود این شیارها باعث افزایش دبی جرمی و کاهش ضریب اصطکاک محصول دانه‌ای ماش با دیواره‌ی داخلی لوله می‌شود. نتایج به‌دست آمده از آزمایش‌ها به شرح زیر هستند:

1- به منظور دسترسی به کمینه‌ی ضریب اصطکاک مواد، عمق بهینه‌ی شیارها 0/35 میلی‌متر به‌دست آمد که در مقایسه با لوله‌های شیاردار با سطح مقطع ذوزنقه‌ای با عمق بهینه‌ی 2/4 میلی‌متری کاهش قابل ملاحظه‌ای نشان داد.

2- لوله‌های شیاردار مارپیچی نسبت به لوله‌های شیاردار با سطح مقطع ذوزنقه‌ای به‌طور متوسط ضریب اصطکاک را حدوداً 65 درصد کاهش داده‌اند.

3- لوله‌ی شیاردار مارپیچی به طول 9 متر و در فشار هوای 1 و 2 بار بهترین عملکرد انتقال جرمی بر مبنای کمینه‌ی ضریب اصطکاک را داشت.

به‌طور کلی استفاده از این طرح در سامانه‌های انتقال نیوماتیک که باعث کاهش ضریب اصطکاک بین مواد و سطح داخلی لوله می‌گردد، مواد دانه‌ای را تا می‌تواند تا فواصل طولانی‌تری منتقل نماید.

References

1. ASABE Standards, 2008. S352.2: Moisture Measurement- Unground Grain and Seeds. ASABE, St. Joseph, MI.
2. British Standards Institution, 1964. Methods for the Measurement of Fluid Flow in Pipes. Part 1, Orifice Plates, Nozzles and Venture Tubes. B. S. 1042. Park St, London.

3. Cenna, A. A., K. C. Williams, M. G. Jones, and W. Robinson. 2011. Analysis of Wear Mechanisms in Pneumatic Conveying Pipelines of Fly Ash. PP 539- 547 in J. Lee, J. Ni, J. Sarangapani and J. Mathew eds. Engineering Asset Management. Springer. London.
4. Guner, M. 2007. Pneumatic conveying characteristics of some agricultural seeds. Journal of Food Engineering 80: 904-913.
5. Imanmehr, A., B. Ghobadian, S. Minaei, and M. H. Khoshtaghaza. 2008. Design, Construction and Evaluation of a Canola Seed Pneumatic Conveyor in the Dilute Phase. Journal of Agricultural Engineering Research 8 (4): 33-46. (In Farsi).
6. International Standard, 2003. Iso 5167-2: Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full- Part 2: Orifice plates. Switzerland.
7. Jafari, J. F. 1976. Characteristics of dense phase pneumatic transport of grains in horizontal pipes. National College of Agricultural Engineering, Silsoe. UK.
8. Jafari, J. F., B. Clarke, and J. Dyson 1981. Characteristics of dense phase pneumatic transport of grains in horizontal pipes. Powder Technology 28: 195-199.
9. Jones, M. G., and K. C. Williams. 2003. Solids friction factors for fluidized dense- phase conveying. Particulate Science and Technology 21: 45-56.
10. Jones, M. G., B. Chen, K. C. Williams, A. A. Cenna, and Y. Wang. 2012. High Speed Visualization of Pneumatic Conveying of Materials in Bypass System. Advanced Materials Research 508: 6-10.
11. Karparvarfard, S. H. 1997. Characteristics of dense phase pneumatic transport of grains in horizontal pipes having internal air passage slots. Faculty of Agriculture. Tarbiat Modarres University, Tehran. (In Farsi).
12. Karparvarfard, S. H., and A. Vakili Farahani. 2010. An experimental correlation for friction factor in horizontal pipe with trapezoidal section inner longitudinal slots for conveying of solids. Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering 29 (1): 83- 91.
13. Keep, T., and S. Noble. 2015. Optical flow profiling method for visualization and evaluation of flow disturbances in agricultural pneumatic conveyance system. Computer and Electronics in Agriculture 118: 159-166.
14. Klinzing, G. E., F. Rizk, R. Marcus, and L. S. Leung. 2010. Pneumatic Conveying of Solids. A Theoretical and Practical Approach. Springer. New York.
15. Mills, D., M. J. Jones, and V. K. Agarwal. 2004. Handbook of Pneumatic Conveying Engineering. Marcell Dekker, Inc. New York.
16. Mills, D. 2016. Pneumatic Conveying Design Guide. Elsevier. Amsterdam.
17. Mohsenin, N. N. 1980. Physical properties of plant and animal materials. Gordon Breach Sci. Press, New York, USA.
18. Nefedov, N., and K. Osipov.1987. Typical Examples and Problems in Metal Cutting and Tool Design. Mir publishers, Moscow.
19. Raheman, H., and V. K. Jindal. 2001. Solid velocity estimation in vertical pneumatic conveying of agricultural grains. Applied Engineering in Agriculture 17 (2): 209-214.
20. Raoufat, M. H., and B. Clarke. 1998. Design and development of a packed- bed continuous pneumatic conveyor. Journal of Agricultural Engineering Research 71: 363-371.
21. Rinoshika, A., F. Yan, and M. Kikuchi. 2012. Experimental study on particle fluctuation velocity of a horizontal pneumatic conveying near the minimum conveying velocity. International Journal of Multiphase Flow 40: 126-135.
22. Wen, C. Y., and H. P. Simons. 1959. Flow characteristics in horizontal fluidized solids transport. Journal of the American Institution of Chemical Engineers 5: 263-267.
23. Wypych, P. W., and J. Yi. 2003. Minimum transport boundary for horizontal dense- phase pneumatic conveying of granular materials. Powder Technology 129: 111-121.
24. Zareei, A., R. Farrokhi Teimourlou, L. Naderloo, S. M. H. Komarizade Asl. 2017. Study and modeling of changes in volumetric efficiency of helix conveyors at different rotational speeds and inclination angels by ANFIS and statistical methods. Journal of Agricultural Machinery 7 (1): 234- 246. (In Farsi).

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 9, No. 2, Fall - Winter 2019, p. 415-426

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد 9، شماره 2، نیمسال دوم 1398، ص 426-415

Experimental Study for the Effect of Inner Spiral Grooves Performance in Horizontal Pipes of Granular Pneumatic Conveying

H. Rahmanian- Koushkaki[1]- S. H. Karparvarfard[2*]

Received: 10-04-2018
Accepted: 26-06-2018

Introduction

Pneumatic conveying is a continuous and flexible material handling method which uses positive or negative air pressure to convey materials in pipe. This conveying system is generally divided into two groups of dilute and dense phase.

The purpose of this research was to create spiral grooves inside horizontal pipes which transfer granular materials under dense phase. Also, the performance of these pipes was compared with control pipes. Finally, friction factors obtained in this research were compared to the previous study.

Materials and Methods

To create spiral grooves inside the pipes, a broaching machine was designed and developed. Then, by connecting the broached pipes to a pneumatic conveying test- rig of granular materials, the performance of these pipes was compared with control pipes. The specifications of the broaching machine and test-rig were as follow.

Broaching machine: The machine included chassis, an electromotor with one hp power, a reduction gearbox, a ball screw for converting rotational motion to linear motion, a spiral shaft, a guide with three bolls, broaches and inverter. Cutting operations and creating grooves inside the pipes were done using broaches. These broaches had two angles, attack angle of 15 degrees and a clearance angle of 10 degrees. The spiral angle of broaches was 30 degrees, the spiral pitch was 260 mm, the width of each groove was 1.5 mm, and a number of teeth were 20.

Test- rig: The main components of the test- rig were the air compressor, blow tank, conveying pipes, solid discharge control valve (SDCV), receiving hopper, orifice plate flow meter, pressure transducers, and single point load cell. The compressor was a piston- type, the air flow rate was 405 L min^{-1} and maximum pressure was 12 bar. For a continuous flow of air and material mixture into conveying pipes, a blow tank was used. To transfer material from blow tank to pipes, a 90-degree bend with a radius of 250 mm and an inner diameter of 40 mm was used. The inner diameter of pips was 40 mm, the thickness was 5 mm and was selected from ABS. In order to measure static pressure of air along the pipes, 10 holes of one mm diameter were drilled on the surroundings of the pipes at intervals of one meter. Then, on each of these holes, a polyethylene bushing was placed. Pressure transducers were threaded on the top of these bushings. A solid discharge control valve was placed at the end of the flow line to control the flow of materials in a dense and continuous phase and to prevent material acceleration. The materials were introduced into the receiving hopper after leaving the valve. To measure the volume flow rate of air, an orifice plate with D and D/2 tapping was used. The pressure transducers were Hogller. For measuring the mass of the materials entering the receiving hopper, a single point load cell (Zemic L6G) was installed under the hopper. A data acquisition system based on ARM microcontroller was used to record output signals from transducers.

The treatments were four levels of groove depth (0, 0.35, 0.55 and 0.9 mm), three levels of air pressure (1, 2 and 3 bar) and three levels of pipe length (3, 6 and 9 m). The transferred material was considered as mung bean.

Results and Discussion

The results of ANOVA showed that the main effects of groove depth, pipe length, and air pressure were significant on the mass flow rate of transmitted mung bean and solid friction factor at 1% probability level. The results indicated that the maximum mass flow rate and minimum friction factor were observed at a pipe length of 3 m, the groove depth of 0.90 mm and air pressure of 3 bar. Minimum mass flow rate and maximum friction factor were observed at pipe length of 9 m, the groove depth of 0 mm (smooth pipe) and air pressure of 1 bar.

Conclusions

The results showed that the existence of spiral grooves within horizontal conveying pipes would increase the mass flow rate of the mung bean and reduce the solid friction factor of the mung bean and inner wall of pipes.

Keywords: Dense phase, Friction factor, Inner groove of pipe, Pneumatic conveying of material

1- Ph.D. candidate of mechanics of agricultural machinery, Biosystems Engineering Department, Shiraz University
2- Associate Professor of mechanics of agricultural machinery, Biosystems Engineering Department, Shiraz University
(*- Corresponding Author Email: karparvr@shirazu.ac.ir)